

М.О.Ковришкін, доц., канд. техн. наук, Т.Г.Сабірюнов, проф., д-р техн. наук.
О.І.Садченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка

Розглянуто особливості конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка. Встановлено величину прогину черв'яка з угнутим профілем витка при перевищенні навантажувальної здатності відповідної передачі до 250% у порівнянні з черв'ячною передачею типу ZA. Розроблені рекомендації щодо конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витка.
конструювання, підшипниковий вузол, черв'як, угнутий профіль

Черв'ячні передачі з угнутим профілем витка черв'яка відомі своєю високою навантажувальною здатністю, яка в 1,5-2,2 рази вища за навантажувальну здатність класичних черв'ячних передач з черв'яками типу ZA, ZN, ZI при однакових геометричних розмірах [1-4]. Причиною високої навантажувальної здатності цього виду черв'ячних передач в першу чергу є геометрія контактуючих поверхонь.

Дослідження таких черв'ячних передач проведені в роботах Niemann G, Кривенко І.С., Литвина Ф.Л., Illes Dudas, Ворончихіна М.А., Крапівіної Г.І., Бернацького І.П., Безрукова В.І., Надєїна В.С., Ковришкіна М.О., Хамуйєла Герра Ж.А., Гриня Д.В. та інших науковців. В цих роботах докладно розглянуті питання інструментального забезпечення для виробництва таких передач, проведені дослідження стосовно визначення навантажувальної здатності та ККД. Проте, на сьогоднішній час в промисловості такі високоефективні передачі суттєвого розповсюдження не набули. Це пояснюється в тому числі тим, що для звичайного конструктора інформація щодо практичних питань проектування таких передач є фактично недоступною, оскільки розглядалася в специфічній науковій літературі. Так, наприклад, в роботах [5,6,8] інформація про такі передачі зовсім відсутня, а в роботі [7] лише констатується факт існування таких передач. Крім цього, недостатньо розглянуті актуальні питання конструювання підшипникових вузлів для черв'яків з угнутим профілем витків та визначення величини прогину такого черв'яка в процесі роботи передачі.

З практики проектування та виробництва черв'ячних передач відомо, що теоретично вірне зачеплення черв'ячної пари може бути забезпечено лише при достатній жорсткості черв'яка [5]. Оцінкою жорсткості черв'яка є величина f його прогину, яка може суттєво змінюватися в залежності від компоновки підшипникових вузлів черв'яка [5].

Таким чином, існує актуальна наукова задача щодо дослідження величини прогину черв'яка з угнутим профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка. Розв'язання цієї наукової задачі дозволить розробити рекомендації щодо проектування підшипникових вузлів черв'яків черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка.

Прийmemo за мету дослідження визначення величини прогину черв'яка з угнутим профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка.

Для досягнення мети даної роботи вирішимо наступні задачі:

1. Визначення величини прогину черв'яка з угнутим профілем витків в залежності від навантажувальної здатності передачі та компоновки підшипникових вузлів черв'яка;

2. Розробка рекомендацій щодо проектування підшипникових вузлів черв'яків черв'ячних передач з угнутим профілем витка черв'яка.

Відомо [5], що для черв'яка повинна виконуватися умова достатньої жорсткості $f \leq [f]$, де $[f]$ – припустимий прогин черв'яка, який призначається в залежності від модуля m в межах $0,005 \cdot m \dots 0,01 \cdot m$ [5].

Найчастіше для черв'яка застосовують схему з симетричним розташуванням опор та схему, в якій вал черв'яка з одної сторони спирається на парний радіально упорний підшипник, а з іншої – на радіальний підшипник [5]. В умовах першої схеми вал черв'яка розглядається як балка обома кінцями шарнірно оперта, в умовах другої схеми – один кінець балки є затиснутим, а інший кінець балки є шарнірно опертим [5].

Відомо, що при симетричному розташуванні опор прогин черв'яка визначають відповідно до рекомендацій [5] так:

$$f = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 E_1 J_1}, \quad (1)$$

де L – відстань між опорами, мм. Для не сконструйованого підшипникового вузла відстань між опорами може прийматися в залежності від ділильного діаметра d_2 парного черв'ячного колеса $L \approx (0,9 \dots 1,0) d_2$ [5];

F_{t1} – окружне зусилля, прикладене до черв'яка, Н;

F_{r1} – радіальне зусилля, прикладене до черв'яка, Н;

E_1 – модуль повздовжньої пружності матеріалу черв'яка. Для сталюого черв'яка $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

J_1 – осьовий момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴.

Для будь-якого черв'яка величина J_1 може бути розрахованою без врахування збільшення жорсткості за рахунок витків черв'яка [6,7]:

$$J_1 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}, \quad (2)$$

де d_{f1} – діаметр западин черв'яка, мм;

Реальне збільшення жорсткості вала черв'яка за рахунок його витків в формулі (3) вважається відповідним коефіцієнтом запасу.

Для черв'яка типу ZA величина J_1 найбільш точно наведена в роботах [5,8], оскільки на відміну від (3) враховується підвищення жорсткості за рахунок витків черв'яка:

$$J_1 = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \quad (3)$$

де d_{a1} – діаметр вершин витків черв'яка, мм.

Відомо, що при другій схемі розташуванні опор прогин черв'яка визначають відповідно до рекомендацій [5] так:

$$f = \frac{\sqrt{(7F_{t1}L^3 + 3F_{a1}d_1L^2)^2 + (7F_{r1}L^3)^2}}{768 E_1 J_1}, \quad (4)$$

де F_{a1} – осьове зусилля, прикладене до черв'яка, Н.

Досліджувалися черв'ячні редуктори з міжосьовою відстанню 40 мм 2Ч-40 виробництва ВАТ «Інко досвід» підприємство «Точмаш» м.Переяслав-Хмельницький та 63 мм РЧУ-63А виробництва підприємства «Редуктор» м.Санкт Петербург. Виробник застосував схему з симетричним розташуванням опор. В якості опор для вала черв'яка редуктора 2Ч-40 виробник використав підшипник роликовий конічний однорядний 7604 ГОСТ 333, а для вала черв'яка редуктора РЧУ-63А – 7605 ГОСТ 333.

Технічні характеристики редукторів, що наведені в табл.1 та табл.2, приймалися за даними виробників.

Таблиця 1 – Технічні характеристики редукторів 2Ч-40

Модуль m , мм	Число витків черв'яка, z_1	Кількість зубців черв'ячного колеса, z_2	ККД	Момент на валу черв'ячного колеса, T_2 , Нм
2	4	31	0,87	28
1,5	4	39	0,85	28
1,25	4	40	0,83	26
2	2	31	0,81	28
1,5	2	39	0,76	28
1,25	2	40	0,73	26
2	1	31	0,70	33
1,5	1	39	0,63	29
1,25	1	40	0,60	28
1	1	64	0,58	26

Таблиця 2 – Технічні характеристики редукторів РЧУ-63А

Модуль m , мм	Число витків черв'яка, z_1	Кількість зубців черв'ячного колеса, z_2	ККД	Момент на валу черв'ячного колеса, T_2 , Нм
3	4	32	0,89	98
2,5	4	40	0,88	95
2	4	50	0,88	95
3	2	32	0,84	102
2,5	2	40	0,83	100
2	2	50	0,81	95
3	1	32	0,74	105
2,5	1	40	0,73	100
2	1	50	0,68	97
1,5	1	60	0,62	95
1,25	1	84	0,60	82

Розрахунки проводилися за допомогою MathCAD на основі методики викладеної в роботі [5]. Момент на валу черв'ячного колеса T_2 для кожного з досліджуваних редукторів приймався в Нмм. Підвищення навантажувальної здатності задавалося від T_2 до $2,5T_2$ з кроком $0,25T_2$, тобто $1,25T_2$, $1,5T_2$, $1,75T_2$, $2T_2$, $2,25T_2$, $2,5T_2$. Значення осьового моменту інерції перерізу черв'яка розраховувалося як за формулою (2), так і за формулою (3).

Найбільш характерні результати розрахунків для черв'ячного редуктора 2Ч-40 наведено на рис.1-2, а для черв'ячного редуктора РЧУ-63А – на рис.3-5. На всіх рисунках вертикальні лінії 1 та 2 відповідають максимально припустимому прогину

черв'яка, лінії 3 та 4 відповідають прогину черв'яка при застосуванні першої схеми розташування опор черв'яка, лінії 5 та 6 відповідають прогину черв'яка при застосуванні другої схеми розташування опор черв'яка. При розрахунку прогину черв'яка для ліній 3 та 5 величина J_1 розраховувалася за формулою (2), а для ліній 4 та 6 – за формулою (3).

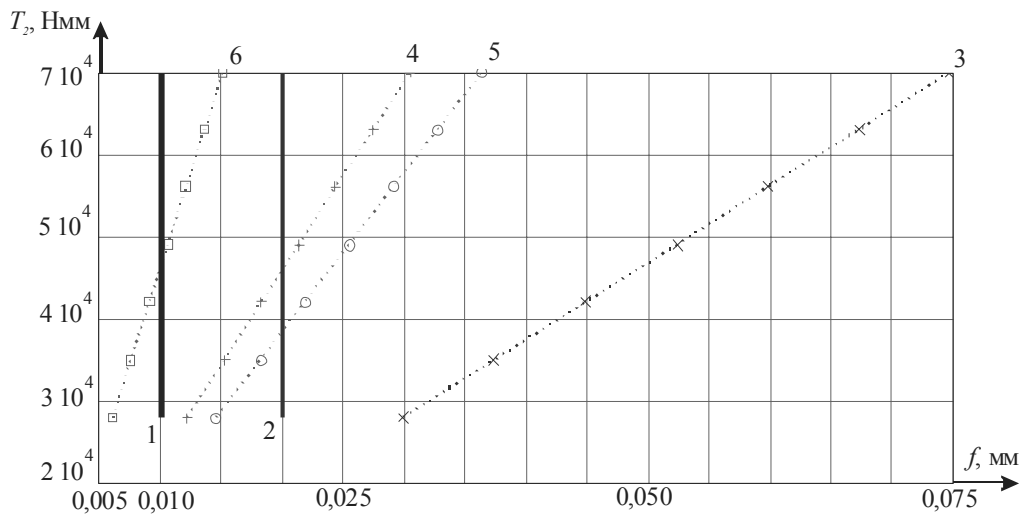


Рисунок 1 – Прогин вала черв'яка редуктора 2Ч-40 з $m = 2$ мм та числом витків $z_1 = 4$

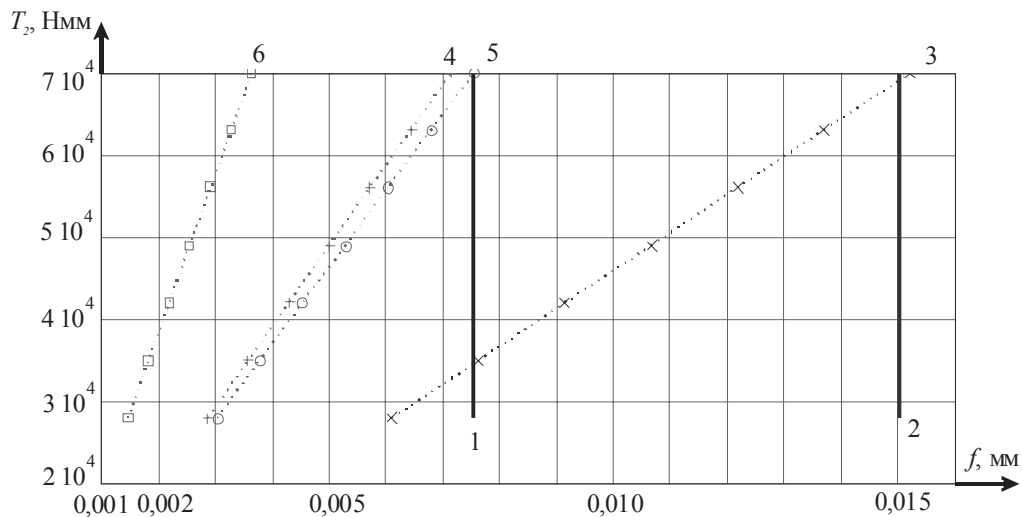


Рисунок 2 – Прогин вала черв'яка редуктора 2Ч-40 з $m = 1,5$ мм та числом витків $z_1 = 2$

Аналіз типових випадків на рис.1 та на рис.3 показує, що тільки друга схема компоновки підшипникового вузла забезпечує виконання умови достатньої жорсткості черв'яка з угнутих профілем витка при розрахунку J_1 за формулою (3).

Аналіз поодиноким випадку на рис.2 та на рис.5 показує, що необхідності у використанні другої схеми компоновки підшипникового вузла немає.

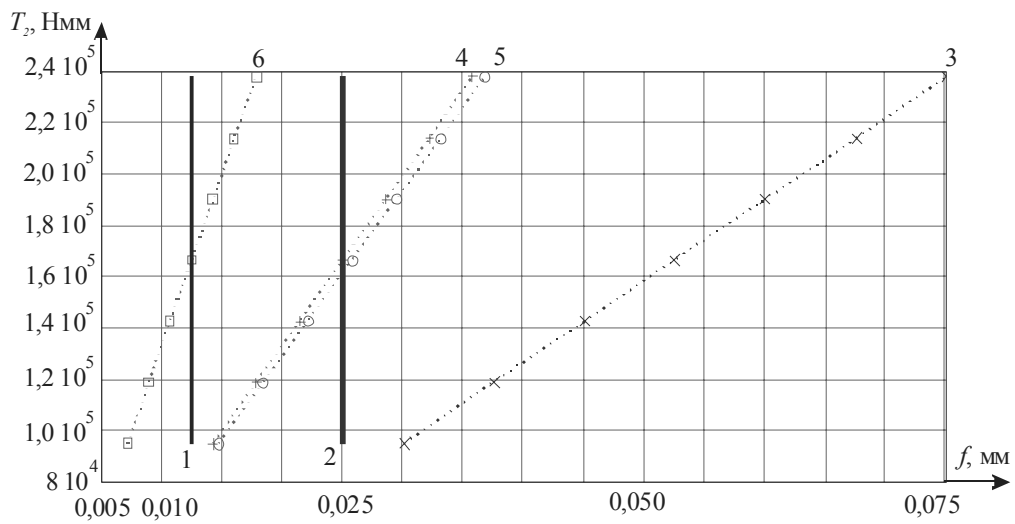


Рисунок 3 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 2,5$ мм та числом витків $z_1 = 4$

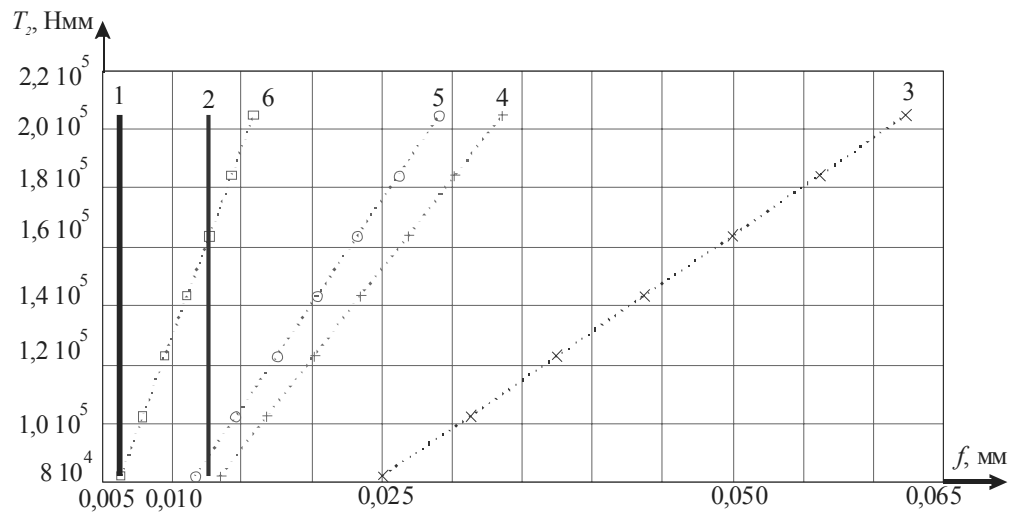


Рисунок 4 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 1,25$ мм та числом витків $z_1 = 1$

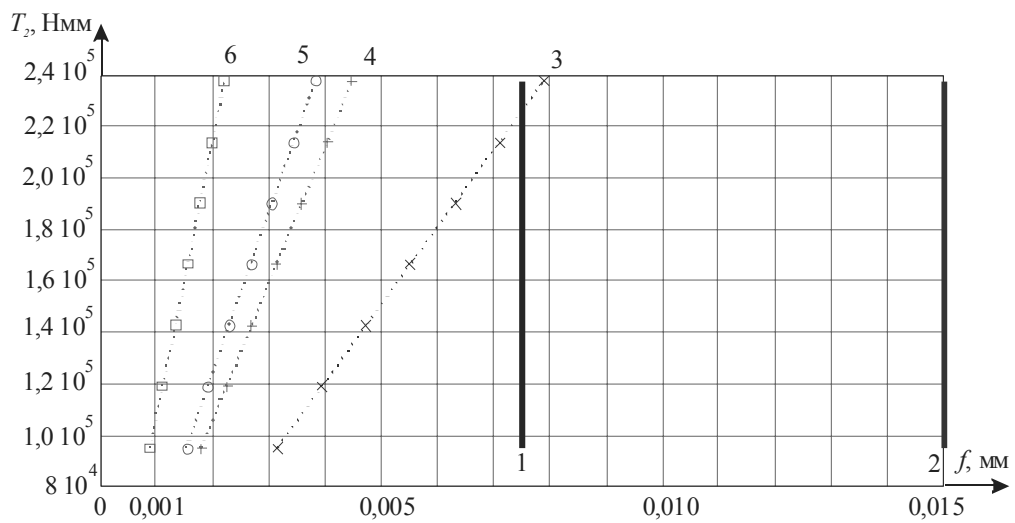


Рисунок 5 – Прогин вала черв'яка редуктора РЧУ-63А з $m = 1,5$ мм та числом витків $z_1 = 1$

Аналіз поодинокого випадку на рис.4 показує, що існує ситуація коли обидві схеми компоновки підшипникового вузла не забезпечують виконання умови достатньої жорсткості черв'яка. Така ситуація потребує проведення додаткових досліджень.

Таким чином, в результаті проведених досліджень було встановлено, що в досліджуваному діапазоні черв'ячних редукторів:

1. Виконання умови достатньої жорсткості черв'яка при застосуванні схеми з симетричним розташуванням опор та з розрахунком J_1 за формулою (3) гарантовано забезпечується тільки для редукторів із звичайними черв'яками.

2. При заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка гарантовано забезпечує схема розташування опор, в якій вал черв'яка з одної сторони спирається на парний радіально упорний підшипник, а з іншої – на радіальний підшипник, причому розрахунок J_1 повинен вестися за формулою (3).

3. Існують поодинокі випадки, коли при заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка забезпечує схема з симетричним розташуванням опор.

4. Існує поодинокий випадок, коли при заміні пропонованих виробниками черв'яків в досліджуваних редукторах на черв'яки з угнутих профілем витків виконання умови достатньої жорсткості черв'яка не забезпечує жодна з розглянутих схем розташування опор.

Список літератури

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
2. Безруков В.И., Надеин В.С. Некоторые виды червячных передач с локализованным контактом зубьев // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей / Сб.научн.трудов ЧПИ. – Челябинск: ЧПИ. – 1975. – № 164. – С. 3–8.
3. Надєїн В.С., Ковришкін М.О. Поверхня витків черв'яка з угнутих профілем нової різновидності // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 1999. – Вип.№5. – С.152-157.
4. Ж.А.Хамуйєла Герра, Ковришкін М.О. Синтез нових черв'ячних передач // Збірник Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград, 2006. – Вип.№17. – С.190-194.
5. Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Киселев В.А. и др. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. – 2-е изд. перераб и доп. - М.: Машиностроение, 1963. – 799 с.
6. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
7. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Техническая механика. Детали машин: Учеб. для машиностр. Спец. Техникумов. – М.: Высш. шк., 1992. – 272 с.
8. Червячные редукторы: Справочник / Ю.В.Левитан, В.П.Обморнов, В.И.Васильев. – Л: Машиностроение, Ленингр.отд-ние, 1985. – 168 с.

Рассмотрены особенности конструирования подшипниковых узлов для червяков с вогнутым профилем витка. Установлено величину прогиба червяка с вогнутым профилем витка при превышении нагрузочной способности соответствующей передачи до 250% в сравнении с червячной передачей типа ЗА. Разработаны рекомендации по конструированию подшипниковых узлов для червяков с вогнутым профилем витка.

Features of a bearing units designing for worms with concave profile of a worm coil are considered. It is established size of a deflection of a worm with a concave profile of a worm coil at excess of loading ability of corresponding transfer up to 250% in comparison with a worm gear such as ZA. Recommendations after designing of bearing units for worms with a concave profile of a worm coil are developed.